

进给系统振动特性研究及新型加减速控制策略*

罗亮¹, 张为民^{1,2}, Jürgen Fleischer^{3,4}

(1. 同济大学机械与能源工程学院 上海, 201804) (2. 同济大学中德学院 上海, 201804)

(3. 同济大学先进制造技术中心 上海, 201804) (4. 卡尔斯鲁厄理工学院生产技术研究所 卡尔斯鲁厄, 76131, 德国)

摘要 不平滑的运动指令导致数控机床进给过程中产生振动。本研究基于滚珠丝杠进给系统集中质量动力学模型,建立了伺服电机扭矩激励与进给系统响应的理论模型,分析了运动指令加速度曲线功率谱与进给系统振动响应的相关关系。针对加减速策略中存在的加加速曲线开始点和结束点不连续而引入振动激励的问题,提出一种类余弦加加速加减速控制策略,实现了加加速全过程的平滑过渡。以某滚珠丝杠进给实验台架为例,建立并实验验证了该台架的集中质量动力学模型,在此基础上建立了加减速控制策略激励特性分析的仿真模型,对加减速控制策略的激励特性进行了对比分析。仿真结果表明,类余弦加加速策略的激励特性最小,其工作台响应的功率密度是有限加加速策略的万分之一,是正弦加加速策略的 1%。

关键词 滚珠丝杠进给系统;集中质量模型;加减速策略;类余弦加加速

中图分类号 TH212;TH213.3

引言

制造业对加工效率的追求要求进给系统具有更高的速度和加速度,滚珠丝杠进给系统是由多个部件组成的柔性体系统,在高速、高加速度进给过程中容易产生振动问题,而不平滑的进给运动指令是其中最主要的激励源之一^[1-3]。

为了解决高速进给过程中的振动问题,传统通过增大机械传动系统刚度的方法,不仅增加了传动系统惯性,需要功率更大的驱动部件和驱动力矩,同时也增加了能耗。使用减振技术已成为解决高速进给过程中振动问题的趋势^[4-5]。目前,减振技术主要有主动振动抑制技术和振动规避技术。主动振动抑制技术有通过惯性阻尼器或反相激振器等附加设备实现进给系统振动的主动衰减^[6-7],也有使用抑振算法通过伺服驱动器实现振动的主动抑制^[8]。后一种方式不会大幅增加设备成本,其中陷波滤波器是使用最广泛的振动抑制方法之一,但必须获得准确的机械系统谐振频率,同时也会降低伺服系统的响应速度^[9-10]。振动规避技术是通过控制激励源来实现控制振动的方法。以速度转接处理和加减速控制等主要方法实现运动轨迹平滑处理,降低了进给运动

过程中对驱动系统的振动激励,同时提高了数控机床的进给速度和加速度。合理的加减速控制策略是实现运动轨迹平滑处理,继而实现振动规避的关键^[11-12]。NURBS, Hermite 等样条插补算法对 CAM 系统中生成的 G 代码微小直线段进行拟合,基于进给系统的加加速、加速度等边界条件,改善了运动轨迹的光滑性,并有效降低了进给系统因频繁加减速而产生的振动问题^[13-14]。数控加工对效率的不断追求,要求加工过程能够充分利用进给系统的速度和加速度。然而,由于缺乏滚珠丝杠驱动机构进给运动动力学的理论研究和加减速控制策略与进给系统振动响应的理论分析模型,只能通过经验性的提高运动指令曲线的连续性,在一定程度上降低高速、高加速度进给过程中产生的进给振动问题^[15-16]。

针对以上问题,笔者基于滚珠丝杠进给系统集中质量动力学模型,建立滚珠丝杠驱动机构的进给运动动力学理论模型,研究伺服电机输出扭矩与进给系统振动响应之间的理论关系。通过分析现有加减速策略中存在的加加速曲线不平滑的问题,提出一种类余弦加加速策略,以减小进给运动过程中的对进给驱动系统的振动激励。

* 国家重大科技专项资助项目(2012ZX04005031)

收稿日期:2018-02-27;修回日期:2018-05-31

1 滚珠丝杠进给系统动力学模型

数控机床进给系统的低阶模态是影响进给系统动态特性的主要因素^[17-18]。集中质量动力学模型能够合理降低仿真模型的自由度数量,保留系统低阶模态从而简化计算。典型的滚珠丝杠进给系统由伺服电机、联轴器、丝杠螺母、工作台及基座组成,其集中质量动力学模型如图 1 所示,表 1 为模型中各参数定义。

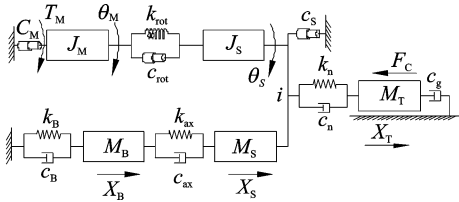


图 1 滚珠丝杠进给系统集中质量模型

Fig. 1 Lumped mass model of ball screw feed drives

表 1 进给系统集中质量模型参数定义

Tab. 1 Parameter definition of lumped mass model of ball screw feed drives

参数	定义	参数	定义
M_T	工作台质量	X_T	工作台位移
M_B	基座质量	X_B	基座轴向位移
M_S	丝杠等效质量	X_S	螺母位置丝杠轴向位移
J_M	伺服电机转动惯量	θ_M	伺服电动机转角位移
J_S	丝杠等效转动惯量	θ_S	螺母位置丝杠转角位移
K_{rot}	等效扭转刚度	C_B	基座等效阻尼
K_{ax}	等效轴向刚度	C_g	导轨阻尼
K_n	丝杠螺母接触刚度	C_n	丝杠螺母等效阻尼
K_B	基座轴向刚度	C_{ax}	等效轴向阻尼
C_M	伺服电机等效阻尼	C_{rot}	等效扭转阻尼
C_S	丝杠等效阻尼		

滚珠丝杠进给系统集中质量动力学模型为

$$m\ddot{q} + c\dot{q} + kq = Q \quad (1)$$

其中:

$$m = \begin{bmatrix} J_M & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_S & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_B & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_S & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_T \end{bmatrix}$$

$$k = \begin{bmatrix} k_{rot} & -k_{rot} & 0 & 0 & 0 \\ -k_{rot} & k_{rot} - i^2 k_n & 0 & -ik_n & ik_n \\ 0 & 0 & k_{ax} + k_B & -k_{ax} & 0 \\ 0 & ik_n & -k_{ax} & k_{ax} + k_n & -k_n \\ 0 & -ik_n & 0 & -k_n & k_n \end{bmatrix}$$

$$c = \begin{bmatrix} c_M + c_{rot} & -c_{rot} & 0 & 0 & 0 \\ -c_{rot} & c_{rot} - c_S - i^2 c_n & 0 & -ic_n & ic_n \\ 0 & 0 & c_{ax} + c_B & -c_{ax} & 0 \\ 0 & ic_n & -c_{ax} & c_{ax} + c_n & -c_n \\ 0 & -ic_n & 0 & -c_n & c_n + c_g \end{bmatrix}$$

$q = (\theta_M \ \theta_S \ X_B \ X_S \ X_T)^T$ 为物理坐标向量; $Q = (T_M \ 0 \ 0 \ 0 \ -F_C)^T$ 为物理力向量; i 为丝杠螺母传动比。

2 滚珠丝杠进给系统激励响应特性

基于式(1)的滚珠丝杠进给系统动力学模型,建立伺服电机扭矩激励下的系统动力学响应特性模型。

2.1 滚珠丝杠进给系统激励响应理论模型

将式(1)的系统动力学方程解耦,得到系统的微分方程为

$$\begin{bmatrix} 1 & & & & \\ & \ddots & & & \\ & & 1 & & \\ & & & \ddots & \\ & & & & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}_1(t) \\ \vdots \\ \ddot{q}_5(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 2\xi_1 \omega_1 & & & & \\ & \ddots & & & \\ & & & & \\ & & & & 2\xi_5 \omega_5 \end{bmatrix} \times \begin{Bmatrix} \dot{q}_1(t) \\ \vdots \\ \dot{q}_5(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \omega_1^2 & & & & \\ & \ddots & & & \\ & & & & \\ & & & & \omega_5^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_1(t) \\ \vdots \\ q_5(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} p_1(t) \\ \vdots \\ p_5(t) \end{Bmatrix} \quad (2)$$

其中: $q_r(t)$ 为系统广义坐标; $p_r(t)$ 为广义力向量。

$$p_r(t) = [\omega^2]^{-1} \mu^T Q \quad (3)$$

其中: μ 为系统模态矩阵。

式(2)中每个方程相当于一个独立的单自由度系统,并具有式(4)频率响应特性。

$$H_r(\omega) = \frac{1}{1 - (\frac{\omega}{\omega_r})^2 + i2\xi_r \frac{\omega}{\omega_r}} \quad (4)$$

根据多自由度系统振动理论,可得到物理坐标的自相关函数为

$$R_x(\tau) = \frac{1}{2\pi} \mu \int_{-\infty}^{+\infty} \begin{bmatrix} H_1^*(\omega) & & & & \\ & \ddots & & & \\ & & & & \\ & & & & H_5^*(\omega) \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} S_{f_1 f_1}(\omega) & \cdots & S_{f_1 f_5}(\omega) \\ \vdots & & \vdots \\ S_{f_5 f_1}(\omega) & \cdots & S_{f_5 f_5}(\omega) \end{bmatrix} \times$$

$$\begin{bmatrix} H_1(\omega) & & \\ & \ddots & \\ & & H_5(\omega) \end{bmatrix} e^{i\omega\tau} d\omega \boldsymbol{\mu}^T \quad (5)$$

其中: $S_{f_i f_j}(\omega)$ 为广义力功率谱。

2.2 伺服电机扭矩激励响应特性分析

忽略进给系统所受的切削力影响,系统物理力向量可简化为 $\boldsymbol{Q} = (T_M(\tau) \ 0 \ 0 \ 0 \ 0)^T$, 则物理力相关矩阵为

$$\boldsymbol{R}_Q(\tau) = \begin{bmatrix} R_{T_M}(\tau) & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

物理力相关矩阵与广义力相关矩阵具有式(7)所示坐标变换关系

$$\boldsymbol{T}_{T_M} = \begin{bmatrix} \frac{\mu_1^{(1)}}{\omega_1^2} & \frac{\mu_1^{(1)}}{\omega_1^2} & \frac{\mu_1^{(1)}}{\omega_1^2} & \frac{\mu_1^{(2)}}{\omega_2^2} & \frac{\mu_1^{(1)}}{\omega_1^2} & \frac{\mu_1^{(3)}}{\omega_3^2} & \frac{\mu_1^{(1)}}{\omega_1^2} & \frac{\mu_1^{(4)}}{\omega_4^2} & \frac{\mu_1^{(1)}}{\omega_1^2} & \frac{\mu_1^{(5)}}{\omega_5^2} \\ \frac{\mu_1^{(2)}}{\omega_2^2} & \frac{\mu_1^{(1)}}{\omega_1^2} & \frac{\mu_1^{(2)}}{\omega_2^2} & \frac{\mu_1^{(2)}}{\omega_2^2} & \frac{\mu_1^{(2)}}{\omega_2^2} & \frac{\mu_1^{(3)}}{\omega_3^2} & \frac{\mu_1^{(2)}}{\omega_2^2} & \frac{\mu_1^{(4)}}{\omega_4^2} & \frac{\mu_1^{(2)}}{\omega_2^2} & \frac{\mu_1^{(5)}}{\omega_5^2} \\ \frac{\mu_1^{(3)}}{\omega_3^2} & \frac{\mu_1^{(1)}}{\omega_1^2} & \frac{\mu_1^{(3)}}{\omega_3^2} & \frac{\mu_1^{(2)}}{\omega_2^2} & \frac{\mu_1^{(3)}}{\omega_3^2} & \frac{\mu_1^{(3)}}{\omega_3^2} & \frac{\mu_1^{(3)}}{\omega_3^2} & \frac{\mu_1^{(4)}}{\omega_4^2} & \frac{\mu_1^{(3)}}{\omega_3^2} & \frac{\mu_1^{(5)}}{\omega_5^2} \\ \frac{\mu_1^{(4)}}{\omega_4^2} & \frac{\mu_1^{(1)}}{\omega_1^2} & \frac{\mu_1^{(4)}}{\omega_4^2} & \frac{\mu_1^{(2)}}{\omega_2^2} & \frac{\mu_1^{(4)}}{\omega_4^2} & \frac{\mu_1^{(3)}}{\omega_3^2} & \frac{\mu_1^{(4)}}{\omega_4^2} & \frac{\mu_1^{(4)}}{\omega_4^2} & \frac{\mu_1^{(4)}}{\omega_4^2} & \frac{\mu_1^{(5)}}{\omega_5^2} \\ \frac{\mu_1^{(5)}}{\omega_5^2} & \frac{\mu_1^{(1)}}{\omega_1^2} & \frac{\mu_1^{(5)}}{\omega_5^2} & \frac{\mu_1^{(2)}}{\omega_2^2} & \frac{\mu_1^{(5)}}{\omega_5^2} & \frac{\mu_1^{(3)}}{\omega_3^2} & \frac{\mu_1^{(5)}}{\omega_5^2} & \frac{\mu_1^{(4)}}{\omega_4^2} & \frac{\mu_1^{(5)}}{\omega_5^2} & \frac{\mu_1^{(5)}}{\omega_5^2} \end{bmatrix}$$

根据多自由度振动系统广义力功率谱与物理力功率谱的 Fourier 变换关系有

$$\boldsymbol{S}_f(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} \boldsymbol{R}_f(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (9)$$

将式(8)代入式(9)可得

$$\boldsymbol{S}_f(\omega) = \boldsymbol{T}_{T_M} \int_{-\infty}^{+\infty} \boldsymbol{R}_{T_M}(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau = \boldsymbol{T}_{T_M} \boldsymbol{S}_{T_M}(\omega) \quad (10)$$

由式(10)表明,进给系统广义力功率谱与伺服电机扭矩功率谱为线性变换关系,其变换关系 \boldsymbol{T}_{T_M} 由系统特性参数决定。将式(10)代入式(5),可得式(11)所示系统响应物理坐标相关矩阵

$$\boldsymbol{R}_x(\tau) = \frac{1}{2\pi} \boldsymbol{\mu} \int_{-\infty}^{+\infty} \begin{bmatrix} H_1^*(\omega) & & \\ & \ddots & \\ & & H_5^*(\omega) \end{bmatrix} \times \boldsymbol{T}_{T_M} \begin{bmatrix} H_1(\omega) & & \\ & \ddots & \\ & & H_5(\omega) \end{bmatrix} \boldsymbol{S}_{T_M}(\omega) e^{i\omega\tau} d\omega \boldsymbol{\mu}^T \quad (11)$$

滚珠丝杠进给系统是复杂的机电耦合系统,其

$$\boldsymbol{R}_f(\tau) = [\omega^2]^{-1} \boldsymbol{\mu}^T \boldsymbol{R}_Q(\tau) \boldsymbol{\mu} [\omega^2]^{-1} \quad (7)$$

将式(6)代入式(7)可得

$$\boldsymbol{R}_f(\tau) = \begin{bmatrix} \frac{1}{\omega_1^2} & & \\ & \ddots & \\ & & \frac{1}{\omega_5^2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mu_1^{(1)} & \cdots & \mu_5^{(1)} \\ \vdots & & \vdots \\ \mu_1^{(5)} & \cdots & \mu_5^{(5)} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \boldsymbol{R}_{T_M} & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mu_1^{(1)} & \cdots & \mu_1^{(5)} \\ \vdots & & \vdots \\ \mu_5^{(1)} & \cdots & \mu_5^{(5)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{1}{\omega_1^2} & & \\ & \ddots & \\ & & \frac{1}{\omega_5^2} \end{bmatrix} = \boldsymbol{T}_{T_M} \boldsymbol{R}_{T_M}(\tau) \quad (8)$$

其中:

控制回路中包含多种时变、非线性因素,进给系统运行过程中伺服电机的输出扭矩 $T_M(\tau)$ 本质是一个随机过程,不计系统阻尼其统计特征可近似为运动指令加速度曲线与系统惯量的乘积。因此,运动指令加速度曲线是影响伺服电机扭矩功率谱 $S_{T_M}(\omega)$ 进而影响进给系统振动的重要因素。

3 类余弦加加速加减速策略的制定

根据 Fourier 变换定义,加速度曲线中任何不平滑过程都会引入高频成分,给进给过程带来振动激励。为了提高运动指令曲线的平顺度,使用更高阶连续的加加速曲线是一种可行方案,出现了直线加减速策略(图 2(a))、有限加加速策略(图 2(b))以及正弦加加速策略(图 2(c))及其改进策略等。

正弦加加速策略及其改进策略通过构建三角函数实现了加加速曲线的高阶连续^[11],但没有消除加加速开始点及结束点的不平滑变化。针对该问题,笔者提出一种式(12)所示的类余弦加加速加减速策略,其加加速和加速度曲线如图 2(d)所示。该策略

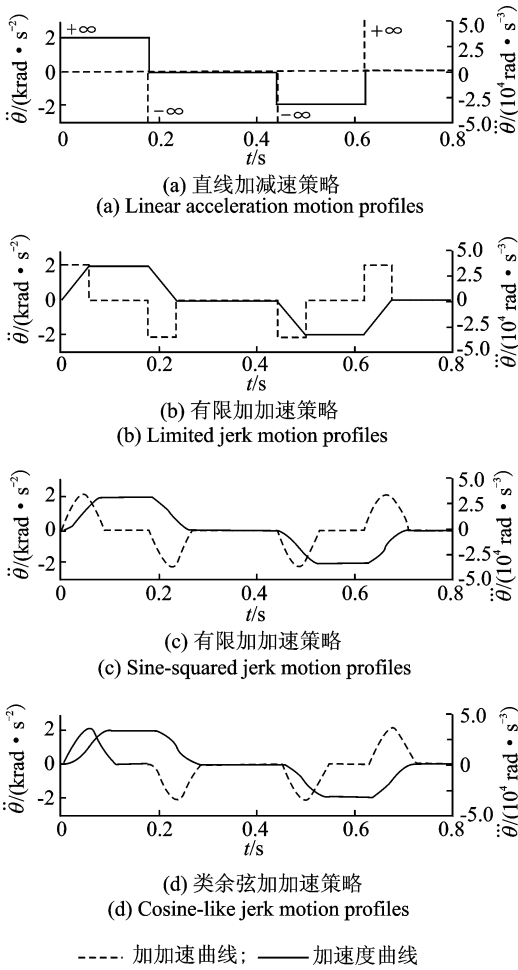


图 2 不同加减速策略的加加速、加速度曲线
Fig. 2 Acceleration and jerk curves of different motion profiles

平滑了加加速开始点及结束点的曲率突变,实现了加加速全过程的平滑过渡。对式(12)积分可获得式(13)类余弦加加速策略的加速度曲线方程。

图 3 为各加减速策略加速度曲线的功率谱分析结果,进给系统运动指令曲线平顺度越高,其加速度曲线功率谱中、高频段的功率密度就越低。与其他加减速策略相比,笔者提出的类余弦加加速策略的中高频段的功率密度大幅降低,对进给系统的激励也就更小。

$$J_{C(t)} = \begin{cases} J_m [1 - \cos(4k_c t)] & (t \in [0, t_1)) \\ 0 & (t \in [t_1, t_2)) \\ -J_m \{1 - \cos[4k_c(t - t_2)]\} & (t \in [t_2, t_3)) \\ 0 & (t \in [t_3, t_4)) \\ -J_m \{1 - \cos[4k_c(t - t_4)]\} & (t \in [t_4, t_5)) \\ 0 & (t \in [t_5, t_6)) \\ J_m \{1 - \cos[4k_c(t - t_6)]\} & (t \in [t_6, t_7)) \end{cases} \quad (12)$$

$$A_{C(t)} = \begin{cases} J_m \left[t - \frac{1}{4k} \sin(4k_c t) \right] & (t \in [0, t_1)) \\ A_m & (t \in [t_1, t_2)) \\ A_m - J_m \left\{ (t - t_2) - \frac{1}{4k} \sin[4k_c(t - t_2)] \right\} & (t \in [t_2, t_3)) \\ 0 & (t \in [t_3, t_4)) \\ -J_m \left\{ (t - t_4) - \frac{1}{4k} \sin[4k_c(t - t_4)] \right\} & (t \in [t_4, t_5)) \\ -A_m & (t \in [t_5, t_6)) \\ -A_m + J_m \left\{ (t - t_6) - \frac{1}{4k} \sin[4k_c(t - t_6)] \right\} & (t \in [t_6, t_7)) \end{cases} \quad (13)$$

其中: $k_c = \frac{\pi J_m}{2 A_m}$ 。

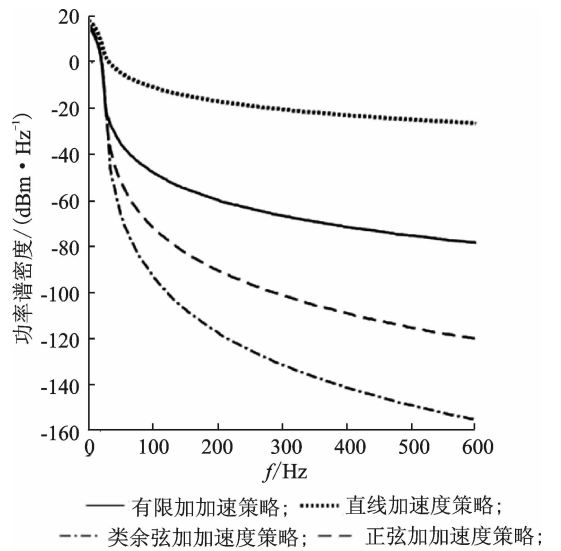


图 3 不同加减速策略加速度曲线功率谱分析
Fig. 3 Power spectrum density analysis result of different motion profiles acceleration curves

4 加减速策略激励特性对比分析

4.1 加减速策略激励特性仿真实验设计

为了排除滚珠丝杠进给系统中的间隙、阻尼等非线性因素以及机电耦合因素等对进给系统振动的影响,通过建立合理简化的进给系统仿真模型,以仿真分析的方式对各加减速策略的激励特性进行对比分析。建立的仿真模型如图 4 所示。其中,左侧为各加减速策略的运动指令输出模块,右侧为滚珠丝杠进给系统集中质量动力学模型。将各加减速策略

的加速度曲线转换成伺服电机的理想扭矩,并输入到滚珠丝杠进给系统动力学模型中。

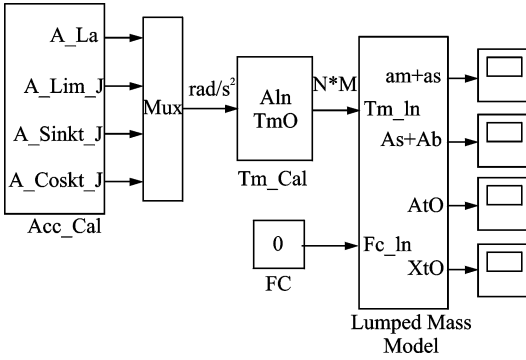


图 4 不同加减速策略激励特性仿真实验仿真模型

Fig. 4 Simulation model for the simulative study of motion profiles excitation characteristics

为使各加减速策略的激励特性具有可比性,调整各加减速策略的最大加加速值,使各加减速策略完成位移指令所消耗的时间相同,根据表 2 中的仿真参数,生成的各加减速策略下的加速度曲线如图 5 所示。表中加加速值为有限加加速策略的最大加加速值。

表 2 仿真模型运动指令参数

Tab. 2 Motion profiles parameters used in the simulative study

参数	数值
位移/mm	300
最大加速度/($m \cdot s^{-2}$)	40
最大速度/($m \cdot min^{-1}$)	40.8
最大加加速参考/($m \cdot s^{-3}$)	15

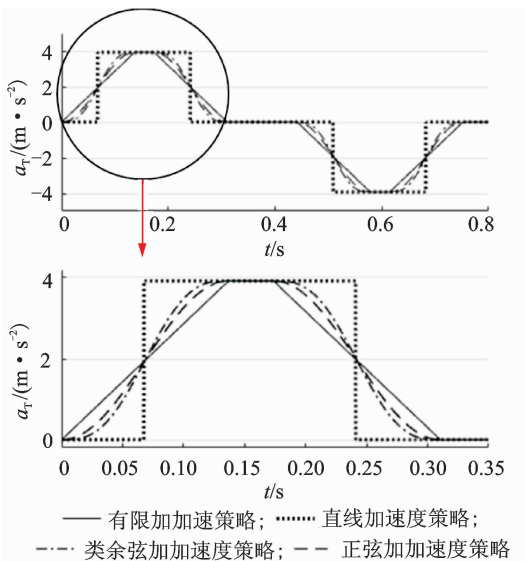


图 5 不同加减速策略的加速度指令曲线

Fig. 5 Acceleration curves of different motion trajectories

4.2 进给系统实验台架集中质量模型实验验证

以实验室某滚珠丝杠进给系统实验台架为研究对象,建立图 1 所示的滚珠丝杠进给系统集中质量动力学仿真模型。表 3 为该实验台架的关键部件参数,台架使用 THK 预压型 G0 间隙等级丝杠,丝杠安装方式为固定-支撑方式。

表 3 进给系统关键部件参数

Tab. 3 Parameter values of the feed drive components

参数	数值
丝杠轴承刚度 $k_b/(N \cdot m^{-1})$	1×10^8
丝杠导程 h/m	1.6×10^{-2}
丝杠直径 d_s/m	2.5×10^{-2}
丝杠长度 l_s/m	1
联轴器转动惯量 $J_c/(kg \cdot m^2)$	1.09×10^{-4}
伺服电机转动惯量 $J_M/(kg \cdot m^2)$	6.75×10^3
基座的质量 M_B/kg	3 820
工作台质量 M_T/kg	206
基座轴向刚度 $K_B/(N \cdot m^{-1})$	1.09×10^8
螺母刚度参考值 $K/(N \cdot m^{-1})$	612
基本动额定载荷 C_a/N	37.4

根据表 3 中的参数计算集中质量模型中等效参数的结果如表 4 所示。以伺服电机扭矩 T_M 为输入,工作台加速度 \ddot{X}_T 为输出,对集中质量模型进行频率响应特性仿真分析,其结果如图 6 (a) 所示。

表 4 集中质量仿真模型参数

Tab. 4 Parameter values used in the simulation model

参数	数值
丝杠侧的转动惯量 $J_s/(kg \cdot m^2)$	1.7×10^3
丝杠等效质量 M_s/kg	11.28
扭转刚度 $K_{rot}/(N \cdot m \cdot rad^{-1})$	3.14×10^3
轴向刚度 $K_{ax}/(N \cdot m^{-1})$	0.743×10^8
丝杠螺母接触刚度 $K_n/(N \cdot m^{-1})$	0.98×10^8

采用 AVANT-7008 数据采集与分析仪和 Dyt-ran 压电加速度计在该实验台架上构建了图 7 所示的实验模态采集系统,在工作台上布置加速度传感器,用力锤对工作台进行激励。为了避免工作台其他方向的结构模态对实验结果的影响,力锤的激励方向为工作台进给方向,加速度传感器只采集进给方向的加速度信号。采用多点激振-单点拾振的方

法完成工作台进给方向的模态数据采集,通过模态参数识别,获得的滚珠丝杠进给系统台架模态参数实验结果如图 6(b)所示。

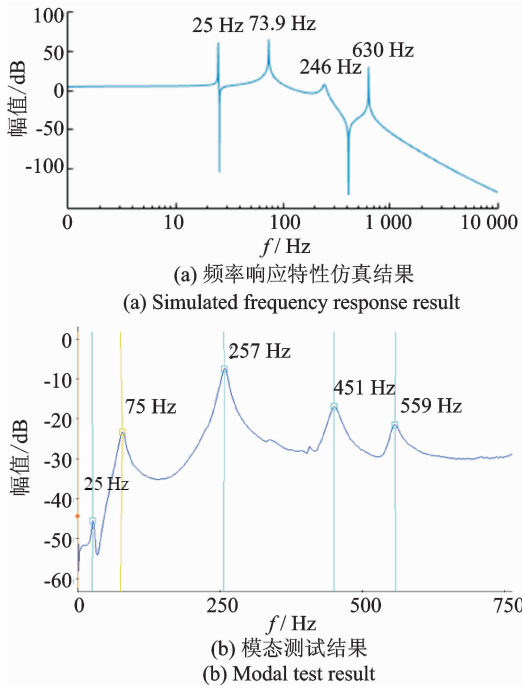


图 6 工作台频率响应特性仿真结果与模态测试结果
Fig. 6 Simulated frequency response result and modal test result of work table

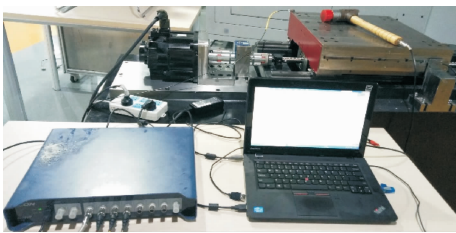


图 7 滚珠丝杠进给系统实验台架模态测试实验平台
Fig. 7 Modal test platform for the ball screw feed drive experimental bench

表 5 为实验和仿真获得的台架特征频率结果对比。结果分析表明,系统前三阶固有频率的仿真与实测结果相对误差在 5% 以内。由于集中质量模型是有 1 个旋转自由度的半定系统,系统存在一个刚体模态^[19]。模态实验中伺服电机转子处于伺服定位状态限制了转子的旋转自由度,因此模态实验结果比仿真结果多 1 阶自然频率。经过进一步分析,伺服电机采用 20 位编码器,分辨率为 6×10^{-6} rad,采集到伺服电机静止电机电流约 0.12~0.18A,电机扭矩常数为 1.93,伺服刚度估算约为 5×10^4 N·m/rad。在集中质量模型中增加伺服刚度 K_M ,仿

真结果中出现 455 Hz 特征频率。

通过初步分析,第 5 阶的振动频率主要与丝杠的轴向振动相关,由于丝杠安装问题引起的轴承刚度值变化以及伺服电机转子质量估算引入的误差,导致仿真结果与实测结果相差较大。

表 5 仿真结果与试验结果对比

Tab. 5 Comparison of the simulated and measured nature frequency

自然频率 仿真结果 f_i /Hz	自然频率实验 实测结果 f'_i /Hz	相对误差百分比 ($f_i - f'_i$)/ f'_i /%
25.0	25	0
73.9	75	1.5
246.0	257	4.3
—	451	—
630.0	559	12.7

4.3 加减速策略激励特性仿真结果分析

以图 4 的仿真模型进行加减速策略激励特性的仿真研究,获得图 8 所示的工作台加速度响应曲线仿真结果。由于动力学模型中忽略了系统阻尼,系统中的振动能量没有耗散,因此工作台的振幅没有衰减。由图 8 可见,运动轨迹的平滑程度越高,工作台的振幅越小。

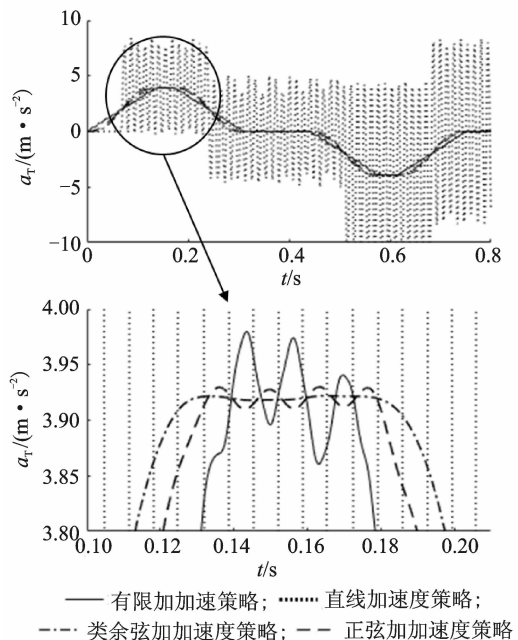


图 8 不同加减速策略的工作台加速度响应仿真曲线
Fig. 8 Simulative acceleration response of different motion profiles

将工作台加速度仿真输出信号与加速度指令信号做差得到工作台的振动曲线(图9所示)。每次加加速度的状态转变,都伴随着工作台振动幅值的增加,而加加速度越平滑,工作台振动幅值的增加量就越小。图9(d)类余弦加减速策略引起的工作台振动振幅最小。

图10为各加减速策略下工作台振动曲线的功率谱分析结果。直线加减速策略和有限加加速策略对滚珠丝杠进给系统的激励最大,其工作台振动信号可见明显的第1阶模态24.41Hz、第2阶模态73.24Hz和第3阶模态244.1Hz的振动频率成分;正弦加加速策略对滚珠丝杠进给系统的激励较小,工作台振动信号中未见系统第3阶模态的振动频谱成分;类余弦加加速策略对滚珠丝杠进给系统的激励最小,工作台响应的第2阶模态振动频率(73.24Hz)的功率密度约是有限加加速策略的 $\frac{1}{10^4}$,约是正弦加加速策略的 $\frac{1}{100}$ 。

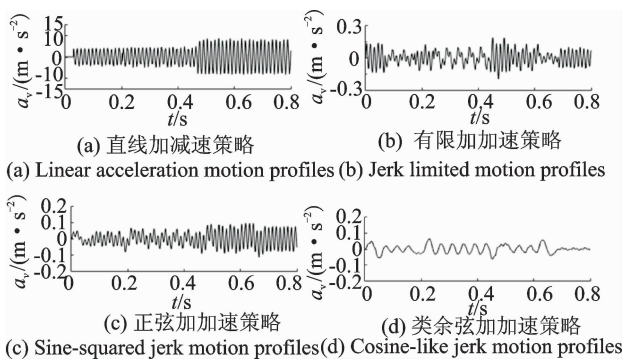


图9 不同加减速策略的工作台振动曲线

Fig. 9 Table vibration curve under different motion profiles

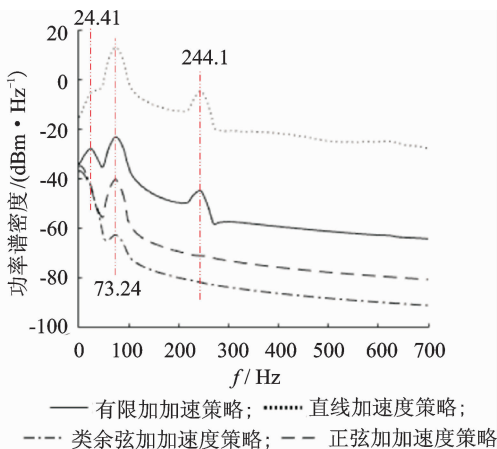


图10 不同加减速策略下工作台振动功率谱分析

Fig. 10 Power spectral density analysis of table vibration under different motion profiles

5 结论

1) 基于滚珠丝杠进给系统集中质量动力学模型,建立了滚珠丝杠进给系统伺服电机扭矩激励与物理坐标响应的理论模型,为研究进给系统振动激励响应特性提供了理论依据。

2) 提出一种类余弦加加速加减速策略,该策略平滑了加加速开始点及结束点的不平滑,实现了加加速全过程的平滑过渡。功率谱分析结果表明,类余弦加加速策略加速度曲线在50Hz以上频率的功率密度更低,对进给系统的激励更小。

3) 以滚珠丝杠进给系统实验台架为研究对象,建立了系统的集中质量动力学仿真模型,通过模态实验验证了该动力学仿真模型,并通过仿真研究对比分析了各加减速策略的激励特性。分析结果表明,类余弦加减速策略具有更小的激励特性,工作台产生的振幅更小,其响应的功率密度远小于有限加加速策略和正弦加加速策略。

参 考 文 献

- [1] Altintas Y, Verl A, Brecher C, et al. Machine tool feed drives[J]. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 2011, 60(2): 779-796.
- [2] 张曙. 机床产品创新与设计[M]. 南京:东南大学出版社, 2014.
- [3] 卢秉恒,赵万华,张俊,等. 高速高加速度下的进给系统机电耦合[J]. 机械工程学报, 2013, 49(6): 2-11. Lu Bingheng, Zhao Wanhua, Zhang Jun, et al. Electromechanical coupling in the feed system with high speed and high acceleration[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(6): 2-11. (in Chinese)
- [4] Uriarte L, Zatarain M, Axinte D, et al. Machine tools for large parts[J]. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 2013, 62(2): 731-750.
- [5] Sencer B, Tajima S. Frequency optimal feed motion planning in CNC machine tools for vibration avoidance[J]. Journal of Manufacturing Science & Engineering, 2016, 139: 011006-1- 011006-13.
- [6] Verl A, Frey S. Improvement of feed drive dynamics by means of semi-active damping[J]. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 2012, 61(1): 351-354.
- [7] Hosseinabadi A H H, Altintas Y. Modeling and active damping of structural vibrations in machine tools [J].

- CIRP Journal of Manufacturing Science & Technology, 2014, 7(3): 246-257.
- [8] Munoa J, Beudaert X, Erkorkmaz K, et al. Active suppression of structural chatter vibrations using machine drives and accelerometers [J]. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 2015, 64(1): 385-388.
- [9] Apprich S, Wulle F, Lechler A, et al. Approach for a general pose-dependent model of the dynamic behavior of large lightweight machine tools for vibration reduction[J]. Procedia CIRP, 2016, 41(1): 812-817.
- [10] 杨明,郝亮,徐殿国. 基于自适应陷波滤波器的在线机械谐振抑制[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2014, 46(4): 63-69.
Yang Ming, Hao Liang, Xu Dianguo. Online suppression of mechanical resonance based on adapting notch filter[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2014, 46(4): 63-69. (in Chinese)
- [11] Dietmair A, Verl A. Drive based vibration reduction for production machines[J]. Modern Machinery Science Journal, 2009(3): 130-134.
- [12] Erkorkmaz K, Altintas Y. High speed CNC system design. part I: jerk limited trajectory generation and quintic spline interpolation[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2001, 41(9): 1323-1345.
- [13] 金育安,贺永,傅建中. NURBS及 Hermite混合高速加工插补算法[J]. 浙江大学学报:工学版, 2014, 48(4): 641-648.
Jin Yu'an, He Yong, Fu Jianzhong. NURBS-Hermite hybrid interpolation for high-speed machining[J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science Edition, 2014, 48(4): 641-648. (in Chinese)
- [14] 张晓辉,于东,洪海涛,等. 数控加工中的平滑压缩插补算法研究[J]. 机械工程学报, 2011, 47(5): 156-162.
Zhang Xiaohui, Yu Dong, Hong Haitao, et al. Research on smooth compression interpolation algorithm in CNC machining [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(5): 156-162. (in Chinese)
- [15] Wang Yunsen, Yang Dongsheng, Gai Rongli, et al. Design of trigonometric velocity scheduling algorithm based on pre-interpolation and look-ahead interpolation [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2015, 96: 94-105.
- [16] 赵国勇,赵玉刚,赵庆志. 数控运动中加加速度连续的加减速方法[J]. 计算机集成制造系统, 2011, 17(2): 316-320.
Zhao Guoyong, Zhao Yugang, Zhao Qingzhi. Acceleration & deceleration approach based on continuous jerk in CNC motion[J]. Computer Integrated Manufacturing Systems, 2011, 17(2): 316-320. (in Chinese)
- [17] Frey S, Dadalau A, Verl A. Expedient modeling of ball screw feed drives[J]. Production Engineering, 2012, 6(2): 205-211.
- [18] 刘栋,梅雪松,冯斌,等. 基于 Symlets 小波滤波的滚珠丝杠伺服传动系统频响特性辨识[J]. 机械工程学报, 2011, 47(13): 153-159.
Liu Dong, Mei Xuesong, Feng Bin, et al. Frequency response identification for ballscrew servo driven system based on symlets wavelet[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(13): 153-159. (in Chinese)
- [19] 师汉民,黄其柏. 机械振动系统-分析·建模·测试. 对策:下册 [M]. 武汉:华中科技大学出版社, 2013: 128-134.



第一作者简介:罗亮,男,1984年7月生,博士生。主要研究方向为数控机床进给系统动态特性及控制优化技术。曾发表《滚珠丝杠进给系统动态特性集中质量建模与仿真》(《农业机械学报》2015年第46卷第12期)等论文。
E-mail: luoliang0909@126.com

本刊入选 2018 年度中国高校百佳科技期刊

由中国高校科技期刊研究会组织的 2018 年度中国高校杰出·百佳·优秀科技期刊遴选活动,共选出中国高校杰出科技期刊 24 种、中国高校百佳科技期刊 120 种、中国高校优秀科技期刊 247 种、中国高校编辑出版质量优秀科技期刊 53 种,并于 2018 年 11 月召开了隆重的表彰大会。《振动、测试与诊断》入选 2018 年度中国高校百佳科技期刊。这也是本刊继 2016 年度后再次连续获此殊荣,在此也衷心感谢广大读者、作者和审稿人对本刊的长期支持与帮助!

